

УДК 621.45.01

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ КОМПРЕССОРА НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ ДЛЯ СОЗДАНИЯ ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ ИСПЫТАТЕЛЬНОГО СТЕНДА ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

© 2018 Г.М. Попов, Е.С. Горячкин, Ю.Д. Новикова, В.М.Зубанов, А.А. Волков, А.И. Корнеева

Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва

Статья поступила в редакцию 14.11.2018

Испытание газотурбинных двигателей (ГТД) является важнейшей частью их жизненного цикла. Испытания проводятся как для вновь созданных двигателей, так и для выпускаемых серийно перед их поставкой заказчику. При испытании промышленных ГТД, предназначенных для привода электрогенераторов, насосов нагнетателей и т.д. существует проблема утилизации и замедления вырабатываемой ими мощности. Существует несколько типов тормозных устройств, предназначенных для утилизации мощности ГТД: электрические, пневматические, гидравлические. Каждый из типов тормозных устройств обладает своими достоинствами и недостатками. К примеру, основными недостатками электрического тормозного устройства, которое представляет собой генератор, является его высокая стоимость, а также проблема утилизации вырабатываемого им электричества. Пневмоторомозное устройство представляет собой воздушный компрессор. Пневмотормоз утилизирует вырабатываемую ГТД мощность, сжимая воздух. Создание и проектирование компрессоров является сложной и дорогостоящей задачей. Этим объясняется высокая стоимость пневмоторомозных устройств ГТД. Однако, если в качестве пневмоторомоза использовать существующий компрессор, можно существенно снизить стоимость разработки пневмоторомоза, а также сократить сроки его создания. В данной работе описан процесс проектирования пневмоторомоза для утилизации мощности 25 МВт при частоте вращения ротора 5000 об/мин и мощности 32 МВт при частоте вращения ротора 5500 об/мин. Для снижения стоимости разработки предлагается выполнить проект пневмоторомоза на основе существующего компрессора низкого давления (КНД), разработанного и производящегося на ПАО Кузнецов. Одним из основных требований при разработке пневмоторомоза являлось минимальное изменение конструкции существующего базового компрессора, а также минимальное изготовление новых деталей.

Ключевые слова: испытания ГТД, пневмотормоз, компрессор низкого давления, рабочий процесс, сопло.

ВВЕДЕНИЕ

Развитие газотурбинных двигателей идёт по пути увеличения скоростей газа в различных элементах тракта двигателя, снижение его удельного веса, применения новых материалов, выдерживающих большие нагрузки и высокие температуры. Непрерывно совершенствуются конструкции различных узлов и технология их

изготовления. Изучение сложных физических явлений, происходящих на различных участках тракта двигателя, и их взаимозависимости требует длительного времени. Поэтому наряду с предварительными инженерными расчётами приходится экспериментально проверять работу как отдельных элементов, так и двигателя в целом [1].

Экспериментальные стенды, на которых проводятся испытания двигателей, представляют собой сложные сооружения [2], которые, помимо прочего, оснащены комплексом энергетического оборудования, включающего в себя тормозное устройство. Тормозное устройство необходимо для поглощения мощности, вырабатываемой во время испытаний, исследуемым двигателем [3]. В настоящее время широко используется гидротормоз. Его основное преимущество — это высокая точность (0,5 и выше). Но его создание требует значительных затрат из-за большого количества воды, проходящего через гидротормоз ежеминутно. В связи с этим в настоящий момент создание более дешёвого и компактного тормозного устройства является актуальной задачей.

Попов Григорий Михайлович, кандидат технических наук, ассистент кафедры теории двигателей летательных аппаратов. E-mail: grishatty@gmail.com

Горячкин Евгений Сергеевич, ассистент кафедры теории двигателей летательных аппаратов. E-mail: goriachkin.e.s@gmail.com

Новикова Юлия Дмитриевна, аспирант кафедры теории двигателей летательных аппаратов. E-mail: y.d.novikova@gmail.com

Зубанов Василий Михайлович, аспирант кафедры теории двигателей летательных аппаратов. E-mail: waskes91@gmail.com

Волков Андрей Александрович, аспирант кафедры теории двигателей летательных аппаратов. E-mail: a44rey@gmail.com

Корнеева Анастасия Ивановна, аспирант кафедры теории двигателей летательных аппаратов. E-mail: akorneeva94@mail.ru

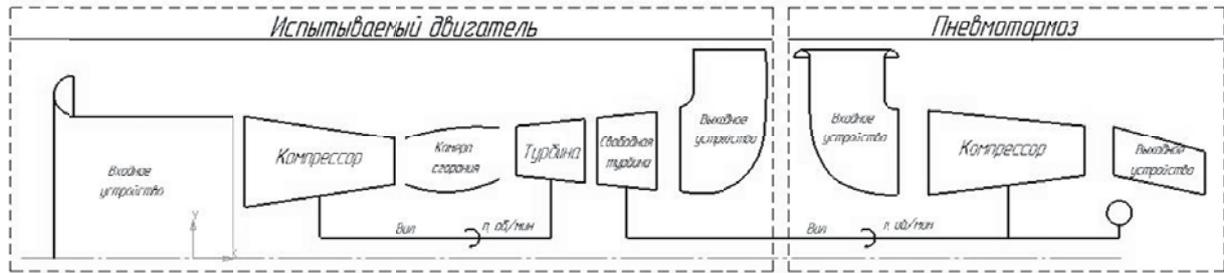


Рис. 1. Схема испытательного стенда с пневматическим тормозным устройством

Наиболее предпочтительным вариантом тормозного устройства является пневматическое тормозное устройство (рис. 1).

Пневмотормоз утилизирует вырабатываемую ГТД мощность, сжимая воздух. Выполнен пневмотормоз на основе воздушного компрессора. Создание и проектирование компрессоров является сложной и дорогостоящей задачей. Этим объясняется высокая стоимость пневмотормозных устройств. Однако, если при создании пневмотормоза использовать существующий компрессор, можно существенно снизить стоимость разработки пневмотормоза, а также сократить сроки его создания.

В данной статье описано исследование рабочего процесса существующего компрессора низкого давления (КНД) и его модернизация в пневматическое тормозное устройство для испытательного стенда ГТД, способное снимать мощность как 25 МВт (5000 об/мин), так и 32 МВт (5500 об/мин).

ВАЛИДАЦИЯ ЧИСЛЕННОЙ МОДЕЛИ

Для проведения исследования был выбран двухконтурный компрессор низкого давления газотурбинного двигателя, ранее производимый на ПАО «Кузнецов» (рис. 2).

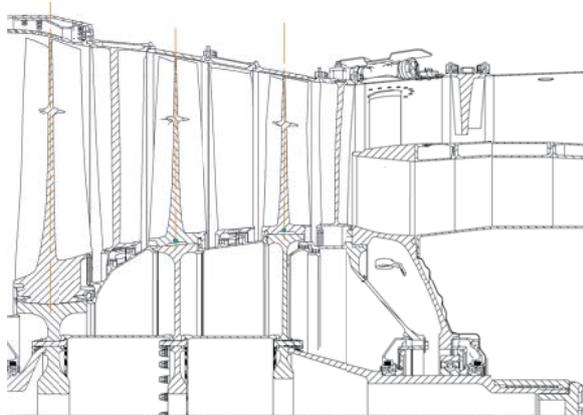


Рис. 2. Фрагмент чертежа двухконтурного компрессора низкого давления газотурбинного двигателя

Газодинамическое проектирование выполнялось численным методом в программном

комплексе *Numeca Fine Turbo* [6]. Для этого была создана геометрическая модель КНД. Модель была построена с учетом антивибрационных полок на РК. Геометрическая модель была разделена на конечные объемы блочно-структурированной сеткой. Общее количество элементов которой составило 5 500 000 конечных элементов. При настройке расчётной модели в программном комплексе *Numeca Fine Turbo* в качестве рабочего тела использовался идеальный газ со свойствами сухого воздуха. Расчёты выполнялись в стационарной постановке с использованием модели турбулентности *Spalart-Allmaras*. При расчётах учитывалось вращение доменов лопаток РК. Скорость вращения составляла 5000 об/мин. В качестве интерфейса между доменами лопаток НА и РК использовался интерфейс *Full Non Matching Mixing Plane*, осредняющий при передаче данных параметры потока в окружном направлении. В качестве граничных условий на входе в расчётную область были заданы полное давление 101325 МПа и полная температура 288,15 К. На выходе из первого контура расчётной области КНД задавался относительный расход воздуха. На выходе из второго контура - задавалось статическое давление (рис. 3).

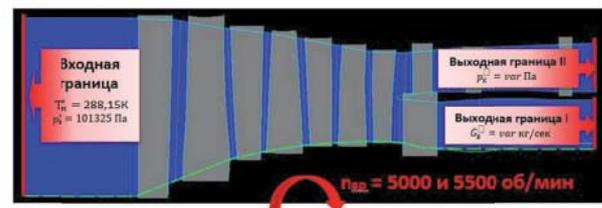


Рис. 3. Расчётная область с наложенными граничными условиями

С использованием описанной выше расчётной модели было выполнено численное моделирование рабочего процесса КНД. С использованием полученных параметров КНД были рассчитаны напорные и КПД – характеристики КНД (рис. 4), а также зависимость суммарной мощности от приведённого расхода воздуха (рис. 5). Полученные зависимости были сопоставлены с экспериментальными данными.

Из сравнения экспериментальных и расчётных зависимостей были сделаны следующие выводы:

Расчётные зависимости повторяют вид и форму экспериментальных зависимостей;

Погрешность в определении мощности между расчётной и экспериментальной моделью составляет 10%;

Погрешность в определении расхода составляет 4,6%;

Созданную расчётную модель можно использовать при газодинамическом проектировании пневмотормоза при учёте погрешностей в определении мощности и расхода.

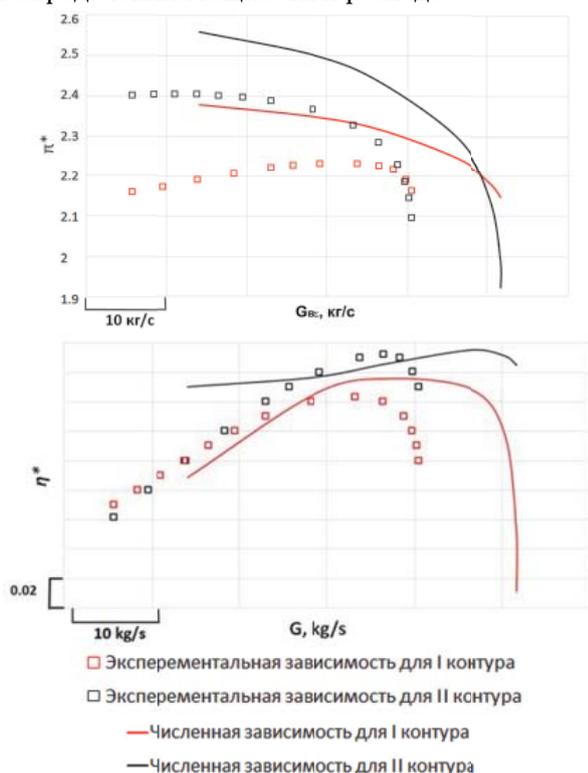


Рис. 4. Сравнение расчётных и экспериментальных напорных характеристик КНД

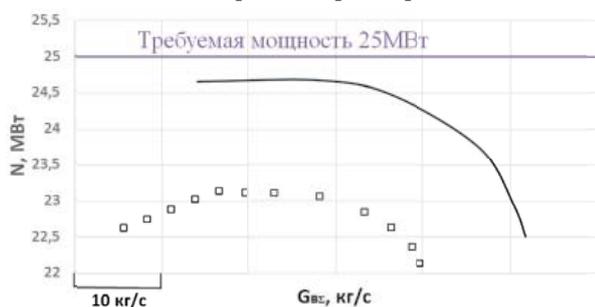


Рис. 5. Сопоставление расчётной и экспериментальной мощностных характеристик КНД

ВАРИАНТ КНД С ПОДПОРНОЙ СТУПЕНЬЮ

Из анализа зависимости мощности на валу от приведённого расхода воздуха для экспериментальной модели можно сделать вывод, что КНД без внесения изменений в конструкцию не может обеспечить требуемую мощность (25 MWt) (рис. 5).

В качестве первого варианта модернизации КНД был рассмотрен вариант добавления подпорной ступени. Этот вариант не требует значительного изменения геометрии и позволит сохранить конструкцию опоры. Предлагается выполнить подпорную ступень в двух вариантах: на базе 3-ей ступени КНД и на базе 2-ой ступени КНД.



Рис. 6. Фрагмент чертежа модифицированного КНД с добавлением подпорной ступени на базе 3-ей ступени КНД

Из предложенных вариантов были созданы расчётные модели и выполнено численное моделирование рабочего процесса. С использованием результатов численного моделирования был выполнен расчёт характеристик модернизированного КНД при различных граничных условиях на выходе из пневмотормоза для частот вращения 5000 об/мин и 5500 об/мин. Основной целью при расчёте характеристик КНД являлся охват всего диапазона работы тормозного устройства. По этой причине было использовано два вида граничных условий на выходе из пневмотормоза: когда на выходе из I-го контура сохранялось постоянное статическое давление, а на выходе из II-го контура статическое давление варьировалось вдоль всей характеристики; когда на выходе из I контура статическое давление варьировалось вдоль всей характеристике, а на выходе из II контура сохранялось постоянным.

Просчитав для каждого из вариантов компрессора всю совокупность характеристик, было выявлено что наибольшее значение мощности для частоты вращения 5000 об/мин для всех численных моделей было достигнуто в случае, когда на выходе из I-го контура сохранялось постоянное статическое давление равное 220 кПа, а на выходе из II-го контура статическое давление варьировалось от 180 кПа до 250 кПа (рис. 7).

Из анализа полученных зависимостей для частоты 5000 об/мин было выявлено, что мак-

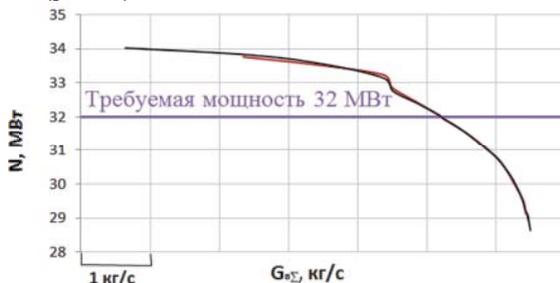


- с подпорной ступенью на базе 3-ей ступени КНД
- с подпорной ступенью на базе 2-ой ступени КНД

Рис. 7. Мощностная характеристика КНД с добавлением подпорных ступеней для частоты 5000 об/мин

Максимальная расчётная мощность на валу пневмотормоза для моделей с добавленной подпорной ступенью ранее 26, 25 МВт. С учетом расчётной погрешности (10 %), она составит 23,63 МВт. Мощность, которую необходимо обеспечить на валу пневмотормоза для частоты 5000 об/мин, равна 25 МВт. Следовательно, был сделан вывод о том, что для частоты 5000 об/мин компрессор с подпорной ступенью на базе 3-ей ступени и 2-ой ступени КНД не сможет обеспечить потребление требуемой мощности на валу.

Для частоты вращения 5500 об/мин максимальное значение мощности было достигнуто в случае, когда на выходе из I-го контура сохранялось постоянное статическое давление равное 240 кПа, а на выходе из II-го контура статическое давление варьировалось от 200 кПа до 300 кПа (рис. 8).



- с подпорной ступенью на базе 3-ей ступени КНД
- с подпорной ступенью на базе 2-ой ступени КНД

Рис. 8. Мощностная характеристика КНД с добавлением подпорных ступеней для частоты 5500 об/мин

Из анализа полученных зависимостей для частоты 5500 об/мин было выявлено, что максимальная расчётная мощность на валу компрессора ранее 37, 9 МВт. С учетом расчётной погрешности (10 %), она составит 34,11 МВт. Мощность, которую необходимо обеспечить на валу пневмотормоза для частоты 5500 об/мин, равна 32 МВт. Следовательно, был сделан вывод о том, что для частоты 5500 об/мин компрессор с под-

порной ступенью на базе 3-ей ступени и 2-ой ступени модернизированный КНД сможет обеспечить требуемую мощность на валу.

Таким образом, вариант модернизации компрессора с добавлением подпорной ступени не позволил обеспечить поглощение вырабатываемой ГТД мощности во всем диапазоне работы испытательного стенда.

ВАРИАНТ КНД В ОДНОКОНТУРНОЙ ПОСТАНОВКЕ С ДОБАВЛЕННОЙ 4-ОЙ СТУПЕНЬЮ

В качестве следующего варианта модернизации КНД было решено перейти от двухконтурной конфигурации компрессора к одноконтурной конфигурации с дополнительной 4-ой ступенью на базе 3-ей ступени КНД.



Рис. 9. Фрагмент чертежа модифицированного КНД с добавлением 4-ой ступени на базе 3-ей ступени КНД

Для предложенного варианта была создана расчётная модель и выполнен расчет характеристик для частот вращения 5000 об/мин и 5500 об/мин, а также получена зависимость суммарной мощности на валу модернизированного КНД от относительного суммарного расхода воздуха через него (рис. 10).



Рис. 10. Мощностная характеристика КНД с добавлением 4-ой ступени на базе 3-ей ступени КНД

Для данного варианта максимальная расчётная мощность на валу пневмотормоза для

частоты 5000 об/мин составила 28,65 МВт. С учетом расчётной погрешности (10 %), она составляет 25,79 МВт. Для частоты 5500 об/мин максимальная расчётная мощность на валу пневмотормоза составила 38,81 МВт. С учетом расчётной погрешности (10 %) она составляет 34,93 МВт. Полученные зависимости свидетельствуют о том, что одноконтурный модернизированный КНД с добавлением 4-ой ступени на базе 3-ей ступени КНД сможет обеспечить требуемую мощность на валу во всем диапазоне работы пневмотормоза.

Помимо потребляемой КНД мощности, также оценивались и запасы его газодинамической устойчивости (ГДУ). Для частоты вращения 5000 об/мин запас ГДУ составил 5,8%, для 5500 об/мин - 6,11 %. Для осевого компрессора значения запаса ГДУ ниже 10 % считаются низкими [4].

Для определения причин снижения ГДУ был проведен анализ структуры потока в межлопаточном канале модернизированного КНД, который позволил обнаружить интенсивный отрыв потока на втулке (рис. 11).

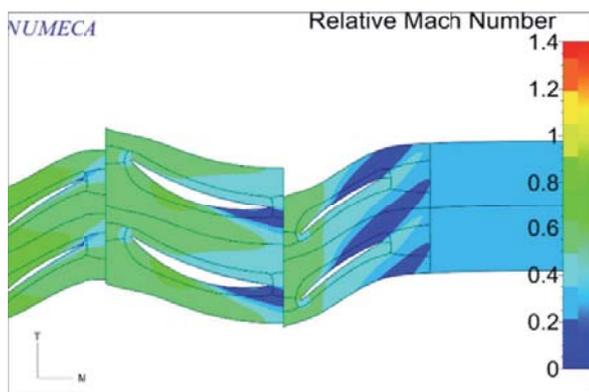


Рис. 11. Поле распределения чисел Маха во втулочном сечении КНД Цилиндрический тракт (в рабочей точке на $n = 5500$ об/мин)

Для устранения отрыва потока была изменена форма меридионального сечения четвертой ступени (с цилиндрической на сужающуюся или «поджатую»), с уменьшающимися к выходу лопатками. Изменение высот лопаток проводилось за счет периферийного обвода, втулочный остался без изменения (рис. 10).

Сравнения характеристик показало, что изменение периферийного обвода проточной части не привело к принципиальному изменению мощностной характеристики, но в тоже время позволило увеличить запасы устойчивой работы (до 11,25 % при $n=5000$ об/мин и до 10,93% при $n= 5500$ об/мин). Улучшение было достигнуто за счет воздействия на отрывную зону вблизи втулочного сечения 4 ступени. Отрыв в РК был устранен, а в НА существенно уменьшился (рис. 12).

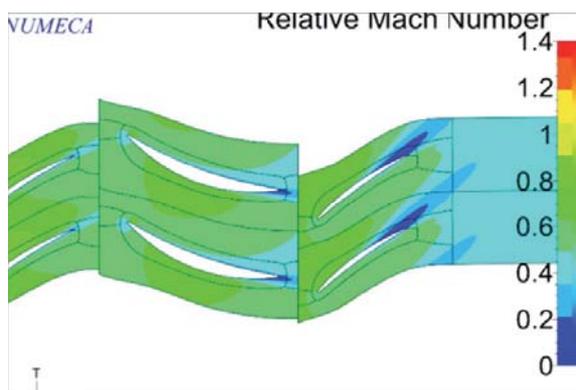


Рис. 12. Поле распределения чисел Маха во втулочном сечении КНД Поджатый тракт (в рабочей точке на $n = 5500$ об/мин)

Предлагаемый вариант четырехступенчатого КНД позволяет утилизировать 25 МВт при частоте вращения 5000 об/мин и 32МВт при 5500 об/мин.

ВАРИАНТ КНД С ДОБАВЛЕНИЕМ СПРЯМЛЯЮЩЕГО АППАРАТА

Для практической реализации предлагаемых вариантов конструкции необходимо обеспечить соответствующие расходы воздуха через пневмотормоз. Это делается с помощью сопла, устанавливаемого на выходе из компрессора. Оно ограничивает расход воздуха через систему компрессор - сопло, однозначно определяет положение рабочей точки на характеристике компрессора и потребляемую им мощность [5].

Анализ результатов численного моделирования КНД показал, что поток на выходе из компрессора (входе в сопло) обладает существенной остаточной закруткой (примерно 31° от оси вращения), что может стать причиной больших потерь энергии в сопле.

Величина угла выхода потока на большей части высоты лопатки постоянна и составляет 31° . Для устранения остаточной закрутки за НА 4 ступени было предложено установить за ним спрямляющий аппарат (СА) (рис. 13) [7].

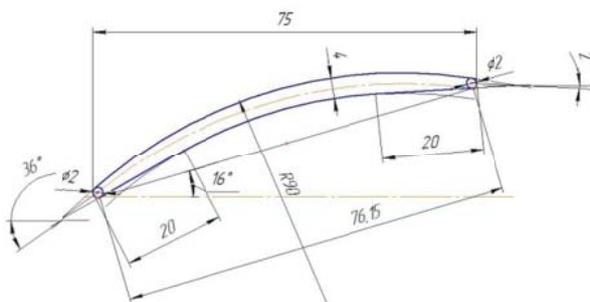


Рис. 13. Геометрия спрямляющего аппарата

Конструкция СА представляет собой изогнутую штампованную пластину постоянной толщиной 4 мм со скругленными входной и выходной кромками. Величина входного конструктивного угла была принята равной 36°. Выходной угол был выбран так, чтобы обеспечить осевое направление на выходе с точностью ±3°. Число лопаток СА было принято равным 70 в результате проведенного исследования. Форма меридионального сечения СА выбиралась совместно с проектированием сопла. Для внутреннего обвода был выбран угол наклона 7° для размещения заднего подшипникового узла с необходимыми системами. Угол наклона периферийного обвода был принят равным 10°. Были получены напорные и мощностная характеристики пневмотормоза с СА (рис. 14).



Рис. 14. Мощностная характеристика КНД с до-бавлением спрямляющего аппарата

Анализ характеристик показал, что закрутка потока на выходе из компрессора составляет 1°. Данная конфигурация пневмотормоза имеет запасы устойчивой работы 13,53% при 5000 об/мин и 12,22% при 5500 об/мин.

ПРОЕКТИРОВАНИЕ СОПЛА

Сопло пневмотормоза представляет собой коническое сопло с центральным телом. Форма его меридионального сечения была выбрана ранее, исходя из соображений его компоновки. Задача проектирования сопла сводится к расчету необходимой площади проходного сечения в

горле сопла и определению его линейных размеров. При работе сопла на сверхкритических перепадах (степень понижения давления в сопле $\pi_c > 1.86$) в горле скорость потока становится равной скорости звука ($\lambda_c = 1, q(\lambda_c) = 1$), а расход воздуха через сопло достигает максимально возможного значения, и при увеличении перепада на сопле расход не увеличивается. Таким образом, устанавливается постоянный расход через всю систему в целом [8].

Потребная площадь в горле сопла при условии критического и сверхкритического истечения была определена с помощью уравнения неразрывности для каждого из двух режимов работы

$$F_c = \frac{G_c \cdot \sqrt{T_c^*}}{m_r \cdot p_c^* \cdot F_c \cdot q(\lambda_c)}, \text{ м}^2. \quad (1)$$

Необходимые значения полных давлений и температур, а также расходов, были найдены по результатам CFD расчета на режимах, соответствующих требуемым мощностям.

Зная потребную площадь проходного сечения в горле сопла и форму меридиональных обводов, были вычислены внутреннего и наружного диаметра сопел для двух режимов работы. Для режима работы 25 МВт площадь составила 0.471 м², а для 32 МВт – 0.493 м².

Площади сопел для двух мощностей отличаются друг от друга незначительно (разница не более 5%). По этой причине было принято решение оснастить пневмотормоз единым унифицированным соплом, площадь которого представляет собой среднее между площадью для n=5000 об/мин и 5500 об/мин (рис. 15).

Такое решение, хотя и несколько смещает рабочие точки пневмотормоза от проектных, но позволяет снизить его стоимость. Также упрощается процесс испытания двигателей разных мощностей за счет того, что не требуется перенастройка пневмотормоза при переходе с одного типа двигателя на другой.

Для проверки правильности принятого решения было выполнено численное моделирование рабочего процесса в четырехступенчатом пневмотормозе совместно с унифицированным соплом (рис. 16).

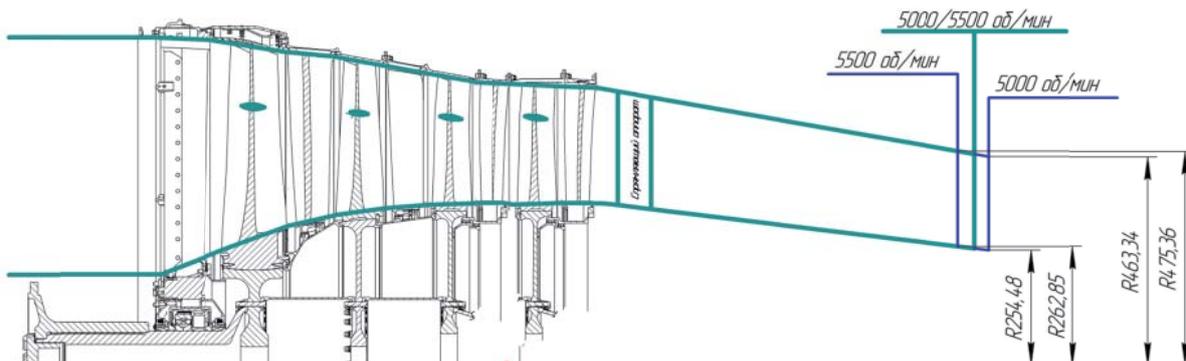


Рис. 15. Фрагмент чертежа пневмотормоза

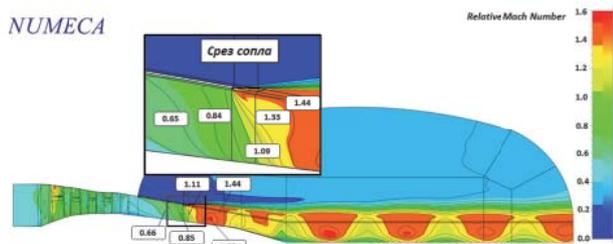


Рис. 16. Картина течения потока в пневмотормозе с выходным устройством в рабочей точке

В результате были определены интегральные параметры пневмотормоза на двух режимах его работы с учётом совместной работы с соплом. Полученные рабочие точки пневмотормоза с соплом на режимах 5000 об/мин и 5500 об/мин были нанесены на соответствующие характеристики из которых видно, что четырехступенчатый пневмотормоз с унифицированным соплом позволяет при $n=5000$ об/мин утилизировать мощность 25 МВт и при $n=5500$ об/мин - 32 МВт с точностью до 0,3 МВт (менее 1,5%), что является приемлемым (рис. 17).

ВЫВОД

Опираясь на конструкцию существующего и серийно выпускаемого компрессора низкого давления авиационного газотурбинного двигателя была предложена конфигурация пневмотормоза, обладающего следующими особенностями:

Пневмотормоз позволяет утилизировать мощность 25 МВт при $n=5000$ об/мин и 32 МВт при $n=5500$ об/мин с точностью до 0,3 МВт.

Конструкция пневмотормоза была создана с максимальным сохранением деталей компрессора - прототипа, что позволяет изготовить его с минимальными затратами времени и материальных средств.

Пневмотормоз обеспечивает запас устойчивой работы не менее 12%.

Полностью устранена остаточная закрутка потока за компрессором.

Пневмотормоз оснащен универсальным соплом, которое позволяет испытывать ГТУ мощностью 25 и 32 МВт без перенастройки.

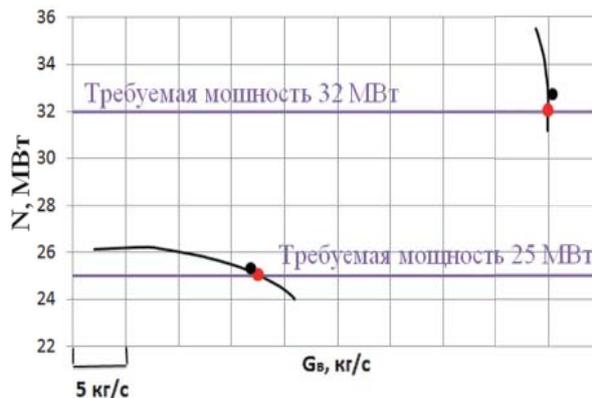


Рис. 17. Мощностная характеристика пневмотормоза

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Г.Б. Горбунов, Э.Л. Солохин. Испытания авиационных воздушно-реактивных двигателей. М.: Машиностроение, 1967. 256 с.
2. Испытания воздушно-реактивных двигателей / А.Я. Черкез, И.И. Оницкий, В.А. Овсянников, Е.М. Таран, В.Б. Рutowский. М.: Машиностроение, 1992. 304 с.
3. Способ испытания газотурбинного двигателя и устройство для его осуществления : пат. 2318195 Рос. Федерация: МПК G01M 15/14 / М. В. Коротов, заявитель и патентообладатель ОАО Самарский научно-технический комплекс им. Н.Д. Кузнецова. – № 2001127609/06; заявл. 10.10.01; опубл. 20.06.03, Бюл. № 6. – 9 с. : ил
4. Кулагин, В.В. Теория, расчёт и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок. М.: Машиностроение, 2002. 616 с.
5. Lewis, R. I. Turbomachinery performance analysis. Publisher: Elsevier Science & Technology Books Pub, 1996. 329 p.
6. Numeca. URL: <http://www.numeca.com/en> (дата обращения: 17.09.2016).
7. Application of 3D Navier-Stokes equations and mathematical optimization techniques to improve the efficiency of seven-stage axial compressor / Oleg V. Baturin [and etc] // In Proceedings of the 5th International Conference on Simulation and Modeling Methodologies, Technologies and Applications, 2015. 227-232 p/
8. Seven-stage axial compressor optimization, Engineering Optimization / V.N. Matveev [and etc] // Book of Abstracts of the 4th International Conference on Engineering Optimization, 2014. 233-234p., 821-826 pp.

THE USE OF THE LOW PRESSURE COMPRESSOR TO PRODUCE THE BRAKING SYSTEM OF THE TEST STAND GAS TURBINE ENGINES

© 2018 G. M. Popov, E. S. Goriachkin, Y. D. Novikova, V. M. Zubanov, A. A. Volkov, A. I. Korneeva

Samara National Research University named after Academician S.P. Korolyov

Testing of gas turbine engines (GTE) is an essential part of their life cycle. Tests are carried out both for newly created engines and for commercially available engines before their delivery to the customer.

When testing industrial GTE intended to drive electric generators, pumps, blowers, etc., there is the problem of disposal and the measurement of produced power. There are several types of brake devices designed for utilization of GTE power: electric, pneumatic, hydraulic. Each type of brake device has its advantages and disadvantages. For example, the main drawbacks of an electric braking device, which is a generator, is its high cost, as well as the problem of recycling the electricity produced by it. The pneumatic device is an air compressor. The pneumatic brake utilizes the power produced by the GTE, compressing the air. Creating and designing compressors is a complex and expensive task. This explains the high cost of pneumatic brake devices GTE. However, if you use an existing compressor as a pneumothorosis, you can significantly reduce the cost of developing a pneumatic brake, as well as reduce the time of its creation. This paper describes the process of designing a pneumatic brake for utilization of 25 MW power at a rotor speed of 5000 rpm and a power of 32 MW at a rotor speed of 5500 rpm. To reduce the cost of development, it is proposed to carry out a project of a pneumatic brake on the basis of an existing low-pressure compressor (CPV) developed and produced by PJSC Kuznetsov. One of the main requirements in the development of the pneumatic brake was a minimum change in the design of the existing base compressor, as well as the minimum production of new parts.

Keywords: GTE tests, pneumatic brake, low-pressure compressor, working process, nozzle.

Grigory Popov, Candidate of Technics, Assistant Lecturer at the Theory of Aircraft Engines Department. E-mail: grishatty@gmail.com

Evgeny Goryachkin, Assistant Lecturer at the Theory of Aircraft Engines Department. E-mail: goriachkin.e.s@gmail.com

Julia Novikova, Graduate Student at the Theory of Aircraft Engines. E-mail: y.d.novikova@gmail.com

Vasily Zubanov, Graduate Student of the Theory of Aircraft Engines. E-mail: waskes91@gmail.com

Andrei Volkov, Graduate Student of the Theory of Aircraft Engines. E-mail: a44rey@gmail.com

Anastasia Korneeva, Graduate Student at the Theory of Aircraft Engines. E-mail: akorneeva94@mail.ru